

PATENT APPLICATION

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Application of:

ASARI, et al.

Group Art Unit: Unknown

Application No.: New Application

Examiner: Unknown

Filed: Concurrently Herewith

Attorney Dkt. No.: 107355-00080

For: ENGINE

CLAIM FOR PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Date: July 14, 2003

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign application(s) in the following foreign country is hereby requested for the above-identified patent application and the priority provided in 35 U.S.C. §119 is hereby claimed:

Japanese Patent Application No. 2002-213705 filed on July 23, 2002

Japanese Patent Application No. 2002-213706 filed on July 23, 2002

In support of this claim, certified copy of said original foreign application is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the requirements of 35 U.S.C. §119 have been fulfilled and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of these/this document.

Please charge any fee deficiency or credit any overpayment with respect to this paper to Deposit Account No. 01-2300.

Respectfully submitted,



Charles M. Marmelstein
Registration No. 25,895

Customer No. 004372
ARENT FOX KINTNER PLOTKIN & KAHN, PLLC
1050 Connecticut Avenue, N.W.,
Suite 400
Washington, D.C. 20036-5339
Tel: (202) 857-6000
Fax: (202) 638-4810
CMM/jch

VALVE SYSTEM OF ENGINE

Patent Number: JP3117603
Publication date: 1991-05-20
Inventor(s): UESUGI TATSUYA; others: 03
Applicant(s): MAZDA MOTOR CORP
Requested Patent: ☐ JP3117603
Application Number: JP19890256277 19890929
Priority Number(s):
IPC Classification: F01L1/02; F01L1/26
EC Classification:
Equivalents: JP2592964B2

Abstract

PURPOSE: To make the engine compact by wrapping a transmission member between a cam shaft having a larger number of valves to be driven and an output shaft, and providing gears respectively meshed with two cam shafts.

CONSTITUTION: A cam shaft 91 special for air intake is driven by an engine output shaft through a timing belt 152, and a cam shaft 92 special for exhaust is driven by the cam shaft 91 special for air intake through gears 141, 142. In this arrangement, there is provided one timing pulley 151 on driven side so as to make an engine in a compact size. As it is the cam shaft 92 special for exhaust having a smaller number of valves to be driven and small torque fluctuation that is driven through the gears 141, 142, the reliability of the gears 141, 142 can be improved without reinforcing countermeasure such as increase of tooth width, and the engine can be made compact.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月23日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-213705

[ST.10/C]:

[JP2002-213705]

出 願 人

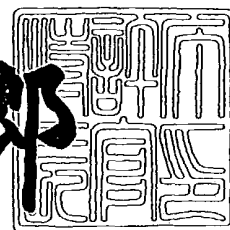
Applicant(s):

本田技研工業株式会社

2003年 6月25日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3049953

【書類名】 特許願

【整理番号】 H102115701

【提出日】 平成14年 7月23日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 67/04
F01L 1/04

【発明の名称】 エンジン

【請求項の数】 4

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 浅利 大

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 原 幾朗

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 高岸 広

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 下山 和明

【特許出願人】

【識別番号】 000005326

【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代表者】 吉野 浩行

【代理人】

【識別番号】 100071870

【弁理士】

【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】

【識別番号】 100097618

【弁理士】

【氏名又は名称】 仁木 一明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 エンジン

【特許請求の範囲】

【請求項1】 一端に動力入力部（53）を有する第1カムシャフト（31）と、一端部が第1カムシャフト（31）に連動、連結される第2カムシャフト（32）とが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッド（11）に回転自在に支承され、第1および第2カムシャフト（31, 32）の一方の他端部に設けられた駆動ギヤ（68）に噛合する被動ギヤ（69）が、シリンダヘッド（11）を含むエンジン本体（10）に取付けられた補機（70）に連なる補機駆動軸（71）に設けられるエンジンにおいて、第1および第2カムシャフト（31, 32）の軸線を結ぶ直線（L）よりもシリンダヘッド（11）側で前記両カムシャフト（31, 32）間に前記補機駆動軸（71）の軸線が配置されることを特徴とするエンジン。

【請求項2】 一端に動力入力部（53）を有する第1カムシャフト（31）と、一端部が第1カムシャフト（31）に連動、連結される第2カムシャフト（32）とが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッド（11）に回転自在に支承され、第1および第2カムシャフト（31, 32）の一方の他端部に設けられた駆動ギヤ（68）に噛合する被動ギヤ（69）が、シリンダヘッド（11）を含むエンジン本体（10）に取付けられた補機（70）に連なる補機駆動軸（71）に設けられるエンジンにおいて、前記補機駆動軸（71）を支承する軸受部（76）が、シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤ（68）に一部が重なる位置でシリンダヘッド（11）に設けられ、前記駆動ギヤ（68）との干渉を避ける切欠き（75a）が前記軸受部（76）に形成されることを特徴とするエンジン。

【請求項3】 一端に動力入力部（53）を有する第1カムシャフト（31）と、一端部が第1カムシャフト（31）に連動、連結される第2カムシャフト（32）とが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッド（11）に回転自在に支承され、第1および第2カムシャフト（31, 32）の一方の他端部に設けられた駆動ギヤ（68）に噛合する被動ギヤ（69）が、シリンダヘッド（11）

を含むエンジン本体（１０）に取付けられた補機（７０）に連なる補機駆動軸（７１）に設けられるエンジンにおいて、シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤ（６８）に一部が重なる位置に配置されて前記補機駆動軸（７１）を支承する軸受部材（７５）が、複数のボルト（７７，７８，７９）で前記シリンダヘッド（１１）に固定され、前記各ボルト（７７～７９）のうち一部のボルト（７７，７８）がシリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤ（６８）と重なる位置を避けて配置され、残余のボルト（７９）が前記シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤ（６８）と重なる位置に配置され、前記一部のボルト（７７，７８）の頂面を通して前記両カムシャフト（３１，３２）の軸線と平行な第１仮想平面（Ｐ１）と、前記残余のボルト（７９）の頂面を通して前記第１仮想平面（Ｐ１）と平行な第２仮想平面（Ｐ２）との間に、前記駆動ギヤ（６８）の外周面のうち前記残余のボルト（７９）に対向する部分が配置されることを特徴とするエンジン。

【請求項４】 第１および第２カムシャフト（３１，３２）の一端部に、相互に嚙合するヘリカルギヤ（５１，５２）が設けられ、それらのヘリカルギヤ（５１，５２）の嚙合により前記両カムシャフト（３１，３２）のうち前記駆動ギヤ（６８）が設けられるカムシャフト（３１）に生じるスラスト力と、ヘリカルギヤである前記駆動ギヤ（６８）および前記被動ギヤ（６９）の嚙合によって前記駆動ギヤ（６８）が設けられるカムシャフト（３１）に生じるスラスト力とが、相互に逆向きに設定されることを特徴とする請求項１～３のいずれかに記載のエンジン。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、一端に動力入力部を有する第１カムシャフトと、一端部が第１カムシャフトに連動、連結される第２カムシャフトとが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッドに回転自在に支承され、第１および第２カムシャフトの一方の他端部に設けられた駆動ギヤに嚙合する被動ギヤが、シリンダヘッドを含むエンジン本体に取付けられた補機に連なる補機駆動軸に設けられるエンジンに関する。

【0002】

【従来の技術】

カムシャフトに設けられた駆動ギヤを、バキュームポンプおよび油圧ポンプに連なる補機駆動軸に設けられた被動ギヤに噛合させたエンジンが、たとえば特開平8-261001号公報で知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

上記従来のものは、単一のカムシャフトを備えたSOHC型エンジンであるが、一対のカムシャフトを備えるエンジンに、上記従来のものと同様な補機駆動構造を適用したときには、一対のカムシャフトに干渉することを避けつつ、エンジンを極力コンパクト化し得るように補機を駆動するための構造を構成することが望まれる。

【0004】

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、カムシャフトで補機を駆動するにあたって、コンパクト化を可能としたエンジンを提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1記載の発明は、一端に動力入力部を有する第1カムシャフトと、一端部が第1カムシャフトに連動、連結される第2カムシャフトとが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッドに回転自在に支承され、第1および第2カムシャフトの一方の他端部に設けられた駆動ギヤに噛合する被動ギヤが、シリンダヘッドを含むエンジン本体に取付けられた補機に連なる補機駆動軸に設けられるエンジンにおいて、第1および第2カムシャフトの軸線を結ぶ直線よりもシリンダヘッド側で前記両カムシャフト間に前記補機駆動軸の軸線が配置されることを特徴とする。

【0006】

このような請求項1記載の発明の構成によれば、一対のカムシャフト間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸を両カムシャフトの一方に近接させて、シリンダ

軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0007】

また上記目的を達成するために、請求項2記載の発明は、一端に動力入力部を有する第1カムシャフトと、一端部が第1カムシャフトに連動、連結される第2カムシャフトとが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッドに回転自在に支承され、第1および第2カムシャフトの一方の他端部に設けられた駆動ギヤに噛合する被動ギヤが、シリンダヘッドを含むエンジン本体に取付けられた補機に連なる補機駆動軸に設けられるエンジンにおいて、前記補機駆動軸を支承する軸受部が、シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤに一部が重なる位置でシリンダヘッドに設けられ、前記駆動ギヤとの干渉を避ける切欠きが前記軸受部に形成されることを特徴とする。

【0008】

このような請求項2記載の発明の構成によれば、補機駆動軸を支承する軸受部を、シリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフトの位置が高くなることを回避しつつ、カムシャフトの軸線に沿う方向で駆動ギヤに近接配置することができ、エンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0009】

上記目的を達成するために、請求項3記載の発明は、一端に動力入力部を有する第1カムシャフトと、一端部が第1カムシャフトに連動、連結される第2カムシャフトとが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッドに回転自在に支承され、第1および第2カムシャフトの一方の他端部に設けられた駆動ギヤに噛合する被動ギヤが、シリンダヘッドを含むエンジン本体に取付けられた補機に連なる補機駆動軸に設けられるエンジンにおいて、シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤに一部が重なる位置に配置されて前記補機駆動軸を支承する軸受部材が、複数のボルトで前記シリンダヘッドに固定され、前記各ボルトのうち一部のボルトがシリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤと重なる位置を避けて配置され、残余のボルトが前記シリンダ軸線に沿う方向から見て前記駆動ギヤと重なる位置に配置され、前記一部のボルトの頂面を通して前記両カムシャフトの軸線と平行な第1仮想平面と、前記残余のボルトの頂面を通して前記第1仮想平面と

平行な第2仮想平面との間に、前記駆動ギヤの外周面のうち前記残余のボルトに
対向する部分が配置されることを特徴とする。

【0010】

このような請求項3記載の発明の構成によれば、一对のカムシャフト間の間隔
を拡げることなく、補機駆動軸を両カムシャフトの一方に近接させることができ
るとともに、補機駆動軸を支承する軸受部材をシリンダ軸線に沿う方向でのカム
シャフトの位置が高くなることを回避しつつカムシャフトの軸線に沿う方向で駆
動ギヤに近接配置することができ、エンジンのコンパクト化に寄与することがで
きる。

【0011】

さらに請求項4記載の発明は、上記請求項1～3のいずれかに記載の発明の構
成に加えて、第1および第2カムシャフトの一端部に、相互に噛合するヘリカル
ギヤが設けられ、それらのヘリカルギヤの噛合により前記両カムシャフトのうち
前記駆動ギヤが設けられるカムシャフトに生じるスラスト力と、ヘリカルギヤで
ある前記駆動ギヤおよび前記被動ギヤの噛合によって前記駆動ギヤが設けられる
カムシャフトに生じるスラスト力とが、相互に逆向きに設定されることを特徴と
し、かかる構成によれば、第1および第2カムシャフトの一端部に設けられるヘ
リカルギヤや、補機を駆動するためのギヤの耐久性を向上することができる。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付の図面に示した本発明の一実施例に基づい
て説明する。

【0013】

図1～図8は本発明の一実施例を示すものであり、図1はエンジンの一部縦断
面図であって図3の1-1線に沿う断面図、図2はヘッドカバーを外した状態で
の図1の2-2線矢視図、図3は図2の3矢示部拡大図、図4は図1の4-4線
断面図、図5は図2の5矢示部拡大図、図6は図5の6-6線拡大断面図、図7
は図6の7-7線断面図、図8は図7の8-8線断面図である。

【0014】

先ず図1および図2において、このエンジンは、圧縮点火式のDOHC型直列4気筒エンジンであり、エンジン本体10の一部を構成するシリンダヘッド11およびシリンダブロック12間には、図示しないピストンの頂部を臨ませる燃焼室13が第1～第4の各気筒C1、C2、C3、C4毎にそれぞれ形成され、各燃焼室13に開口する吸気弁口14A、14Bおよび排気弁口15A、15Bが気筒配列方向16に沿う方向に並んだ各気筒C1～C4毎に一对ずつシリンダヘッド11に設けられるとともに、両吸気弁口14A、14Bに連通可能な一对ずつの吸気ポート17A、17Bならびに両排気弁口15A、15Bに連通可能な一对ずつの排気ポート18A、18Bがシリンダヘッド11に設けられ、各燃焼室13の中心部に臨むようにして図示しない燃料噴射弁がシリンダヘッド11に取付けられる。

【0015】

各吸気弁口14A、14Bを開閉可能な吸気弁20…がシリンダヘッド11に設けられたガイド筒21…に摺動可能に嵌合され、各吸気弁20…の上端は、シリンダヘッド11ならびにシリンダヘッド11に結合されるヘッドカバー24間に形成される動弁室25内に前記ガイド筒21…から突出され、各吸気弁20…の上端に設けられたリテーナ22…およびシリンダヘッド11間にそれぞれ設けられる弁ばね23…により各吸気弁20…は閉弁方向に付勢される。また各排気弁口15A、15Bを開閉可能な排気弁26…がシリンダヘッド11に設けられたガイド筒27…に摺動可能に嵌合され、各排気弁26…の上端は動弁室25内に前記ガイド筒27…から突出され、各排気弁26…の上端に設けられたリテーナ28…およびシリンダヘッド11間にそれぞれ設けられる弁ばね29…により各排気弁26…は閉弁方向に付勢される。

【0016】

気筒配列方向16に沿って相互に平行な軸線を有する第1および第2カムシャフト31、32が、前記気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第1および第2軸受部33A、33…、34A、34…でそれぞれ回転自在に支承されるものであり、第1軸受部33A、33…および第2軸受部34A、34…は、シリンダヘッド11に締

結されるロアカムホルダ35と、該ロアカムホルダ35に締結される複数の排気側および吸気側のアッパカムホルダ36…、37…とで構成され、アッパカムホルダ36…、37…はロアカムホルダ35とともに複数のボルト38…によりシリンダヘッド11に締結される。

【0017】

図3を併せて参照して、ロアカムホルダ35は、気筒配列方向16に沿って延びる一对の外側縦枠35a、35bと、外側縦枠35a、35bの内方に配置されて気筒配列方向16に沿って延びる一对の内側縦枠35c、35dとを一体に有した一体枠構造に形成されるものであり、各排気弁26…が配置される側の外側縦枠35aおよび内側縦枠35c間には、第1カムシャフト31の下半部を受ける5つの下側軸受部35d…が各気筒C1～C4を両側から挟むようにして設けられ、下側軸受部35d…と協働して第1軸受部33A、33…を構成するようにして排気側のアッパカムホルダ36…がロアカムホルダ35に締結される。また各吸気弁20…が配置される側の外側縦枠35bおよび内側縦枠35d間には、第2カムシャフト32の下半部を受ける5つの下側軸受部35e…が各気筒C1～C4を両側から挟むようにして設けられ、下側軸受部35e…と協働して第2軸受部34A、34…を構成するようにして吸気側のアッパカムホルダ37…がロアカムホルダ35に締結される。

【0018】

複数の第1軸受部33A、33…相互間で、各排気弁26…が配置される側の外側縦枠35aおよび内側縦枠35cは仕切り壁35f…で連結されており、また複数の第2軸受部34A、34…相互間で、各吸気弁20…が配置される側の外側縦枠35bおよび内側縦枠35dは仕切り壁35g…で連結される。

【0019】

各排気弁26…が配置される側の第1軸受部33A、33…および仕切り壁35f…間には、第1カムシャフト31の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端が油圧タペット42を介してシリンダヘッド11にピボット支持される排気側ロッカアーム40がそれぞれ配置されており、各排気側ロッカアーム40…の他端は、各排気弁26…の上端に当接することで各排気弁26…に連動、連

結される。また各吸気弁 2 0 … が配置される側の第 2 軸受部 3 4 A, 3 4 … および仕切り壁 3 5 g … 間には、第 2 カムシャフト 3 2 の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端が油圧タペット 4 3 を介してシリンダヘッド 1 1 にピボット支持される吸気側ロッカアーム 4 1 がそれぞれ配置されており、各吸気側ロッカアーム 4 1 … の他端は、各吸気弁 2 0 … の上端に当接することで各吸気弁 2 0 … に連動、連結される。

【 0 0 2 0 】

図 4 を併せて参照して、各吸気弁 2 0 … が配置される側の第 2 軸受部 3 4 A, 3 4 … および仕切り壁 3 5 g … には、吸気側ロッカアーム 4 1 … 側に突出した突部 4 6 … がそれぞれ設けられており、それらの突部 4 6 … 間に挟まれることにより吸気側ロッカアーム 4 1 … の倒れが防止される。また各排気弁 2 6 … が配置される側の第 1 軸受部 3 3 A, 3 3 … および仕切り壁 3 5 f … にも、排気側ロッカアーム 4 0 … 側に突出した突部 4 6 … がそれぞれ設けられており、それらの突部 4 6 … 間に挟まれることにより排気側ロッカアーム 4 0 … の倒れが防止される。

【 0 0 2 1 】

各排気側ロッカアーム 4 0 … の中間部には、第 1 カムシャフト 3 1 と平行な軸線の支軸 4 7 を介してローラ 4 8 が回転自在に軸支され、また各吸気側ロッカアーム 4 1 の中間部には、第 2 カムシャフト 3 2 と平行な軸線の支軸 4 9 を介してローラ 5 0 が回転自在に軸支される。前記ローラ 4 8 …, 5 0 … は、第 1 および第 2 カムシャフト 3 1, 3 2 に設けられた動弁カム 3 1 a …, 3 2 a … にそれぞれ転がり接触する。

【 0 0 2 2 】

複数の第 2 軸受部 3 4 A, 3 4 … のうち気筒配列方向 1 6 に沿う一端側に配置された一端側第 2 軸受部 3 4 A から突出した部分で第 2 カムシャフト 3 2 にはヘリカルギヤである第 1 被動ギヤ 5 2 が設けられ、複数の第 1 軸受部 3 3 A, 3 3 … のうち気筒配列方向 1 6 に沿う一端側に配置された一端側第 1 軸受部 3 3 A から突出した部分で第 1 カムシャフト 3 1 には、第 1 被動ギヤ 5 2 に嚙合するヘリカルギヤであって第 1 被動ギヤ 5 2 との嚙合部よりも一端側第 1 軸受部 3 3 A 側に突出した円筒状の突出部 5 8 a を有する第 1 駆動ギヤ 5 1 と、第 1 駆動ギヤ 5

1 に関して一端側第 1 軸受部 33A とは反対側に配置されるとともにカムチェーン 54 が巻き掛けられる動力入力部としてのスプロケット 53 とが固定される。

【0023】

第 1 および第 2 カムシャフト 31, 32 の一端部は、シリンダヘッド 11 を含むエンジン本体 10 と、該エンジン本体 10 に結合されるチェーンケース 55 との間に形成されるチェーン室 56 に配置されるものであり、図示しないクランクシャフトからの動力を伝達するようにしてチェーン室 56 内を走行するカムチェーン 54 がスプロケット 53 に巻き掛けられる。

【0024】

第 1 駆動ギヤ 51 は、フリクションゴム 57 を相互間に介装せしめた第 1 および第 2 ギヤ 58, 59 をせらし構造で組み合わせて成るものである。第 1 ギヤ 58 は、第 1 カムシャフト 31 を同軸に圍繞する円筒状の突出部 58a, 58b を軸方向両側に一体に有しており、これらの突出部 58a, 58b は、第 1 カムシャフト 31 に設けられた環状の段部 31a およびスプロケット 53 間に挟まれ、スプロケット 53 に係合するボルト 60 が第 1 カムシャフト 31 に同軸に螺合される。しかも第 1 ギヤ 58 およびスプロケット 53 の内周および第 1 カムシャフト 31 の外周間にはキー 61 が挿入されており、ボルト 60 およびキー 61 により、第 1 駆動ギヤ 51 およびスプロケット 53 が第 1 カムシャフト 31 に固定される。

【0025】

ところで、第 1 駆動ギヤ 51 および第 1 被動ギヤ 52 の噛合部よりも一端側第 1 軸受部 33A 側に突出した突出部 58a が第 1 ギヤ 58 に一体に設けられるのは、第 1 および第 2 ギヤ 58, 59 間を経て第 1 被動ギヤ 52 との噛合部に潤滑油を導くための油路 62 を、ボルト 60 の第 1 カムシャフト 31 への螺合部を避けて第 1 カムシャフト 31 の外面との間に形成するためであり、第 1 カムシャフト 31 内には、一端側第 1 軸受部 33A に対応する部分でロアカムホルダ 35 に設けられたオイル供給路 63 および前記油路 62 間を結ぶ油路 64 が同軸に形成される。

【0026】

図3で明示するように、前記一端側第1軸受部33Aは、前記一端側第2軸受部34Aに対して第1駆動ギヤ51から遠ざかる側にオフセットして配置されている。

【0027】

しかも第1カムシャフト31に対応する両排気弁口15A、15Bのうち一端側第1軸受部33A寄りの排気弁口15Aは、第2カムシャフト32に対応する両吸気弁口14A、14Bのうち一端側第2軸受部34Aよりの吸気弁口14Aよりも第1駆動ギヤ51とは反対側にオフセットして配置される。

【0028】

ところで、第2カムシャフト32に対応する側でシリンダヘッド11に設けられる一对の吸気弁口14A、14Bのうち、一端側第2軸受部34Aに近い側に配置される吸気弁口14Aに連なってシリンダヘッド11に設けられる吸気ポート17Aは燃焼室13内にスワールを生じさせる形状に形成されている。

【0029】

また一端側第1軸受部33Aに隣接する排気側ロッカアーム40および前記一端側第1軸受部33A間の間隔は一端側第2軸受部34Aに隣接する吸気側ロッカアーム41および一端側第2軸受部34A間の間隔よりも狭く設定される。

【0030】

さらに一端側第1軸受部33Aの第1駆動ギヤ51側の側面は、ロアカムホルダ35およびアッパカムホルダ36…をシリンダヘッド11に締結する複数のボルト38…のうち一端側第1軸受部33Aに対応する部分のボルト38を挿通すべく一端側第1軸受部33Aに設けられた一对のボス部65、65よりも第1カムシャフト31の軸方向内方に配置されている。

【0031】

図5～図8を併せて参照して、第1カムシャフト31の他端部にはヘリカルギヤである第2駆動ギヤ68が設けられ、ヘリカルギヤである第2被動ギヤ69が、エンジン本体10におけるシリンダヘッド11に取付けられた補機としての高圧燃料ポンプ70に連なる補機駆動軸71に設けられる。第2駆動ギヤ68は、フリクションゴム72を相互間に介装せしめた第3および第4ギヤ73、74を

せらし構造で組み合わせて成るものである。

【0032】

補機駆動軸71は、シリンダヘッド11とは別体の軸受部材75を3本のボルト77, 78, 79…でシリンダヘッド11に締結することで構成される軸受部76で回転自在に支承されており、高圧燃料ポンプ70が備える回転軸70aにオルダムジョイント80を介して連結されている。

【0033】

ところで、補機駆動軸71の軸線は、第1および第2カムシャフト31, 32の軸線を結ぶ直線Lよりもシリンダヘッド11側に配置されており、前記軸受部76は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置でシリンダヘッド11に設けられ、第2駆動ギヤ68との干渉を避ける切欠き75aが軸受部76における軸受部材75に形成されている。

【0034】

軸受部76を構成する軸受部材75をシリンダヘッド11に締結する3本のボルト77, 78, 79のうち、2本のボルト77, 78は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68とは重ならない位置で補機駆動軸71の両側に配置されるのに対し、残余のボルト79は、軸受部材75のシリンダヘッド11への締結剛性を高めるために、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置で前記軸受部材65をシリンダヘッド11に締結するように配置される。

【0035】

しかも前記各ボルト77~79のうちの一部である2本のボルト77, 78の頂面を通過して第1および第2カムシャフト31, 32の軸線と平行な第1仮想平面P1と、前記残余のボルト79の頂面を通過して第1仮想平面P1と平行な第2仮想平面P2との間に、第2駆動ギヤ68の外周面のうち前記残余のボルト79に対向する部分が配置されており、前記切欠き75aは、前記残余のボルト79の第2駆動ギヤ68との干渉を避け得るようにして軸受部76の軸受部材75に形成されている。

【0036】

ところで、第1および第2カムシャフト31、32の一端側で相互に噛合する第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52はヘリカルギヤであり、高圧燃料ポンプ70を駆動するために第1カムシャフト31の他端部に設けられた第2駆動ギヤ68ならびに第2駆動ギヤ68に噛合するようにして補機駆動軸71に設けられた第2被動ギヤ69もヘリカルギヤであり、第1および第1被動ギヤ51、52の噛合により図5の矢印81で示すように第1カムシャフト31に生じるスラスト力と、第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合によって図5の矢印82で示すように第1カムシャフト31に生じるスラスト力とが、相互に逆向きとなるように設定される。

【0037】

また図6および図7で明示するように、シリンダヘッド11には第2被動ギヤ69の一部を收容する凹部83が設けられており、それによってシリンダ軸線に沿う方向での第1カムシャフト31の高さを極力低くしてエンジンのコンパクト化に寄与することができる。しかも凹部83内に溜まったオイルを第2被動ギヤ69が掻き揚げることにより、第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合部を潤滑することができる。

【0038】

次にこの実施例の作用について説明すると、気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト31、32毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第2軸受部34A、34…のうち前記気筒配列方向16に沿う一端側に配置された一端側第2軸受部34Aから突出した部分で第2カムシャフト32には第1被動ギヤ52が設けられ、気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第1軸受部33A、33…のうち前記気筒配列方向16に沿う一端側に配置された一端側第1軸受部33Aから突出した部分で第1カムシャフト31には、第1被動ギヤ52に噛合するとともに前記被動ギヤ52との噛合部よりも一端側第1軸受部33A側に突出した円筒状の突出部58aを有する第1駆動ギヤ51が固定されており、一端側第1軸受部33Aが、一端側第2軸受部34Aよりも第1駆動ギヤ51から遠ざかる側にオフセットして配置されている。

【0039】

したがって一端側第1軸受部33Aの一端側第2軸受部34Aに対するオフセット配置にともなって生じたスペースに突出部58aを配置することで、第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52をよりシリンダヘッド11側に近接させることができ、エンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0040】

しかも第1駆動ギヤ51に関して一端側第1軸受部33Aとは反対側で第1カムシャフト31にはクランクシャフトからの動力を入力するためのスプロケット53が固定されており、スプロケット53をよりシリンダヘッド11側に近接させて、両カムシャフト31、32の軸線に沿う方向でエンジンをより一層コンパクト化することができる。またクランクシャフトからの動力が直接入力されない吸気弁20…側の第2カムシャフト32に設けられた第1被動ギヤ52を一端側第2軸受部34Aに近接させることで、第2カムシャフト32のトルク変動を抑制することができる。

【0041】

また燃焼室13に開口する吸気弁口14A、14Bおよび排気弁口15A、15Bが、前記両カムシャフト31、32の軸線に沿う方向に並んで各気筒C1～C4毎に一对ずつシリンダヘッド11に設けられ、第1カムシャフト31に対応する両排気弁口15A、15Bのうち一端側第1軸受部33A寄りの排気弁口15Aが、第2カムシャフト32に対応する両吸気弁口14A、14Bのうち一端側第2軸受部34A寄りの吸気弁口14Aよりも第1駆動ギヤ51とは反対側にオフセットして配置されるので、一端側第2軸受部34Aに対する一端側第1軸受部33Aのオフセットに応じて、吸気弁口14Aおよび排気弁口15A相互のオフセットを行なうことにより、エンジンをカムシャフト31、32の軸線方向でより一層コンパクト化することができる。

【0042】

しかも第1カムシャフト31に対応する側でシリンダヘッド11に一对の排気弁口15A、15Bが設けられ、第2カムシャフト32に対応する側でシリンダヘッド11に設けられる一对の吸気弁口14A、14Bのうち、一端側第2軸受

部34Aに近い側に配置される吸気弁口14Aに連なってシリンダヘッド11に設けられる吸気ポート17Aが燃焼室13内にスワールを生じさせる形状に形成されており、上述の吸気弁口14Aおよび排気弁口15A相互のオフセットと相まって燃焼室13にスワールを効果的に形成して燃焼効率を向上することができる。

【0043】

また第1および第2カムシャフト31、32の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端がシリンダヘッド11にピボット支持される複数の排気側および吸気側ロッカアーム40…、41…の他端が排気弁26…および吸気弁20…にそれぞれ連動、連結され、前記各第1および第2軸受部33A、33…；34A、34…は、前記排気側および吸気側ロッカアーム40…、41…の両側に配置されて前記各ロッカアーム40…、41…の倒れを防止する突部46…を有してシリンダヘッド11に締結されるロアカムホルダ35と、該ロアカムホルダ35に締結される複数の排気側および吸気側のアッパカムホルダ36…、37…とで構成され、一端側第1軸受部33Aに隣接する排気側ロッカアーム40および前記一端側第1軸受部33A間の間隔が、一端側第2軸受部34Aに隣接する吸気側ロッカアーム41および前記一端側第2軸受部34A間の間隔よりも狭く設定されている。このため、一端側第1軸受部33Aを排気側ロッカアーム40に近接させることにより、一端側第1軸受部33Aに対応する部分でロアカムホルダ35に設けられる突部46の突出量を小さくし、ロアカムホルダ35の軽量化ひいてはエンジン全体の軽量化を図ることができる。

【0044】

さらに一端側第1軸受部33Aの第1駆動ギヤ51側の側面は、前記ロアカムホルダ35および排気側のアッパカムホルダ36…をシリンダヘッド11に締結する複数のボルト38…のうち一端側第1軸受部33Aに対応する部分のボルト38…を挿通すべく一端側第1軸受部33Aに設けられた一对のボス部65…よりも第1カムシャフト31の軸方向内方に配置されるので、一端側第1軸受部33Aの一端側第2軸受部34Aに対するオフセット量を比較的大きくし、エンジンをより一層コンパクト化することができる。

【0045】

さらに第1カムシャフト31の他端部に設けられた第2駆動ギヤ68に噛合する第2被動ギヤ69が、エンジン本体10のシリンダヘッド11に取付けられた高圧燃料ポンプ70に連なる補機駆動軸71に設けられ、第1および第2カムシャフト31、32の軸線を結ぶ直線Lよりもシリンダヘッド11側で両カムシャフト31、32間に補機駆動軸71の軸線が配置されている。

【0046】

したがって第1および第2カムシャフト31、32間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸70を第1カムシャフト31に近接させて、シリンダ軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0047】

また補機駆動軸71を支承する軸受部76が、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置でシリンダヘッド11に設けられ、第2駆動ギヤ68との干渉を避ける切欠き75aが軸受部76に形成されているので、補機駆動軸71を支承する軸受部76を、シリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフト31、32の位置が高くなることを回避しつつ、第1カムシャフト31の軸線に沿う方向で第2駆動ギヤ68に近接配置することができ、これによってもエンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0048】

ところで、軸受部76は補機駆動軸71を回転自在に支承する軸受部材75を3本のボルト77、78、79でシリンダヘッド11に締結することにより構成されるものであり、3本のボルト77～79のうち2本のボルト77、78は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68とは重ならない位置で補機駆動軸71の両側に配置されるのに対し、残余のボルト79は、軸受部材75のシリンダヘッド11への締結剛性を高めるために、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置で前記軸受部材65をシリンダヘッド11に締結するように配置される。

【0049】

しかも前記各ボルト77～79のうちの一部である2本のボルト77、78の

頂面を通過して第1および第2カムシャフト31, 32の軸線と平行な第1仮想平面P1と、前記残余のボルト79の頂面を通過して第1仮想平面P1と平行な第2仮想平面P2との間に、第2駆動ギヤ68の外周面のうち前記残余のボルト79に対向する部分が配置されている。

【0050】

したがって第1および第2カムシャフト31, 32間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸71を両カムシャフト31, 32の一方である第1カムシャフト31に近接させることができるとともに、軸受部材75をシリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフトの位置が高くなることを回避しつつカムシャフト31, 32の軸線に沿う方向で第2駆動ギヤ68に近接配置することができ、これによってもエンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0051】

さらに第1および第2カムシャフト31, 32の一端部に設けられて相互に噛合する第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52がヘリカルギヤであり、第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52の噛合により第1カムシャフト31に生じるスラスト力と、ヘリカルギヤである第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合によって第1カムシャフト31に生じるスラスト力とが相互に逆向きに設定されるので、第1および第2カムシャフト31, 32の一端部に設けられる第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52や、高圧燃料ポンプ70を駆動するための第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の耐久性を向上することができる。

【0052】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

【0053】

たとえば上記実施例では、補機である高圧燃料ポンプ70がシリンダヘッド11に取付けられていたが、エンジン本体10のシリンダヘッド11以外の部分たとえばシリンダブロック12に補機が取付けられていてもよく、その場合、補機駆動軸71の軸線が両カムシャフト31, 32の軸線を結ぶ直線Lよりもシリン

ダヘッド11側で両カムシャフト31, 32間に配置されていればよい。

【0054】

また本発明を、たとえばクランクシャフトの軸線を鉛直方向とした船外機などのような船舶推進機用エンジンにも適用することも可能である。

【0055】

【発明の効果】

以上のように請求項1記載の発明によれば、一对のカムシャフト間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸をを両カムシャフトの一方に近接させて、シリンダ軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0056】

また請求項2記載の発明によれば、補機駆動軸を支承する軸受部を、シリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフトの位置が高くなることを回避しつつ、カムシャフトの軸線に沿う方向で駆動ギヤに近接配置することができ、エンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0057】

請求項3記載の発明によれば、一对のカムシャフト間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸を両カムシャフトの一方に近接させることができるとともに、補機駆動軸を支承する軸受部材をシリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフトの位置が高くなることを回避しつつカムシャフトの軸線に沿う方向で駆動ギヤに近接配置することができ、エンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0058】

さらに請求項4記載の発明によれば、第1および第2カムシャフトの一端部に設けられるヘリカルギヤや、補機を駆動するためのギヤの耐久性を向上することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

エンジンの一部縦断面図であって図3の1-1線に沿う断面図である。

【図2】

ヘッドカバーを外した状態での図1の2-2線矢視図である。

【図3】

図2の3矢示部拡大図である。

【図4】

図1の4-4線断面図である。

【図5】

図2の5矢示部拡大図である。

【図6】

図5の6-6線拡大断面図である。

【図7】

図6の7-7線断面図である。

【図8】

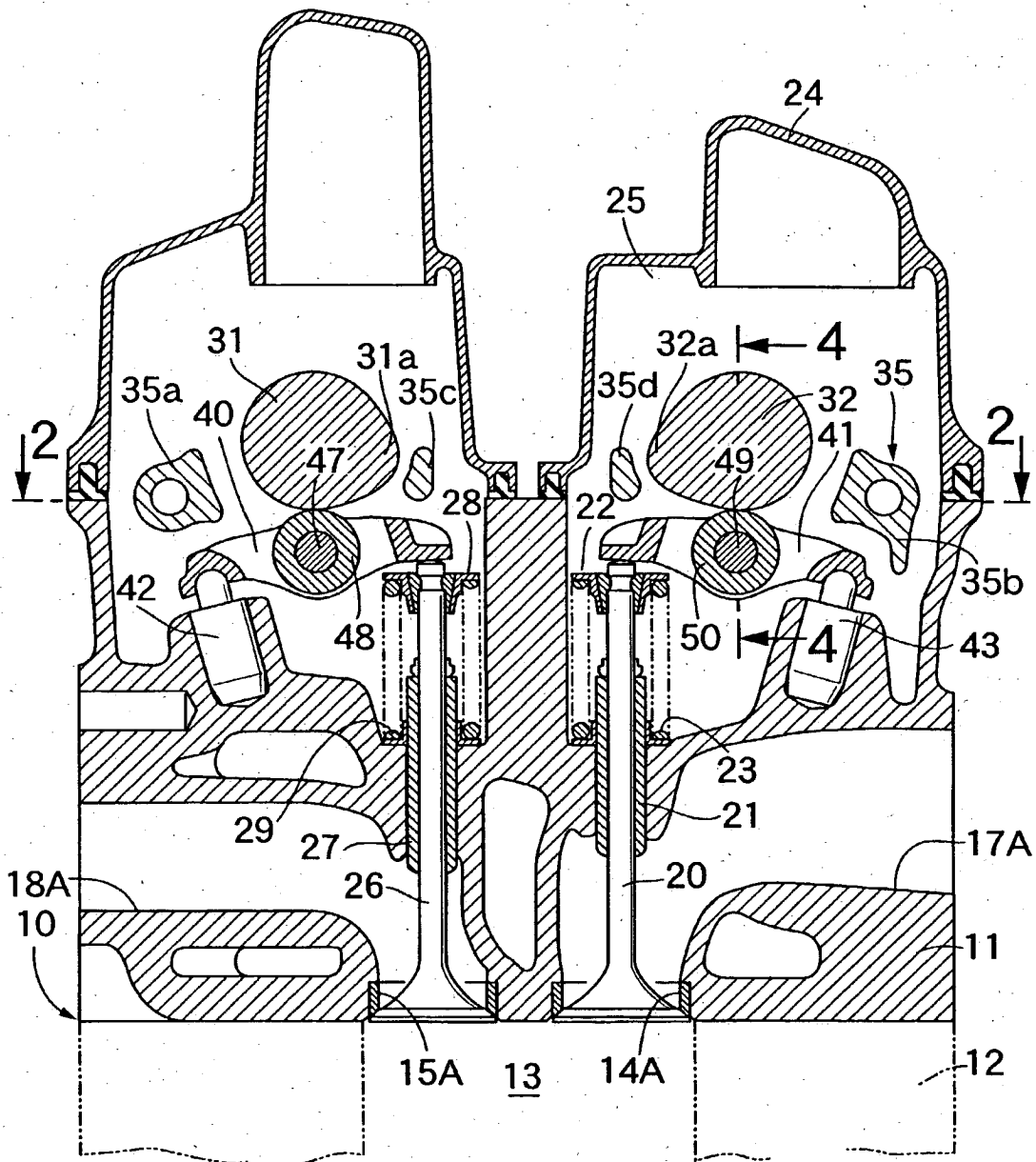
図7の8-8線断面図である。

【符号の説明】

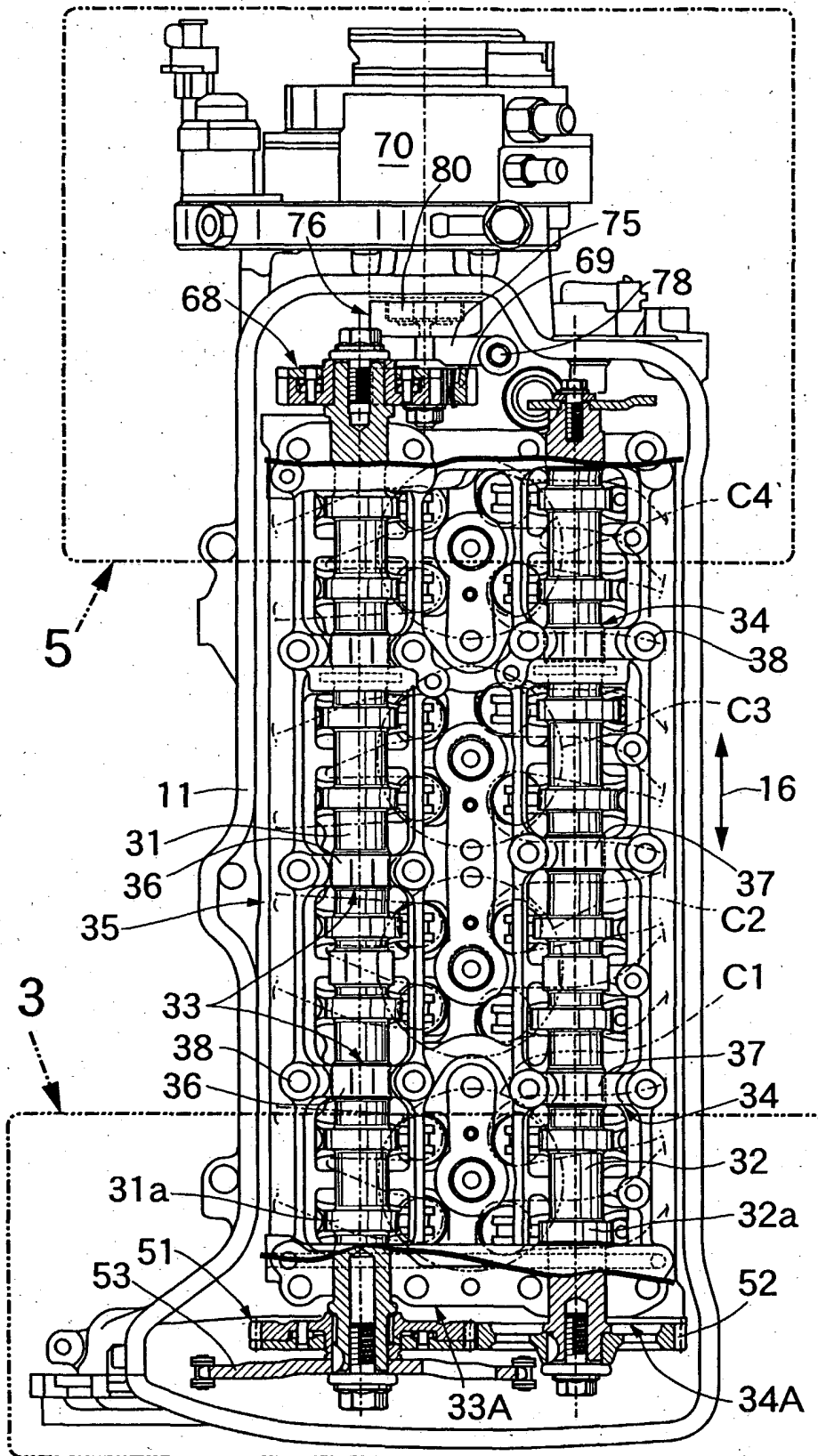
- 10・・・エンジン本体
- 11・・・シリンダヘッド
- 31・・・第1カムシャフト
- 32・・・第2カムシャフト
- 53・・・動力入力部としてのスプロケット
- 68・・・駆動ギヤ
- 69・・・被動ギヤ
- 70・・・補機として的高圧燃料ポンプ
- 71・・・補機駆動軸
- 75・・・軸受部材
- 75a・・・切欠き
- 76・・・軸受部
- 77, 78, 79・・・ボルト
- L・・・直線
- P1・・・第1仮想平面
- P2・・・第2仮想平面

【書類名】 図面

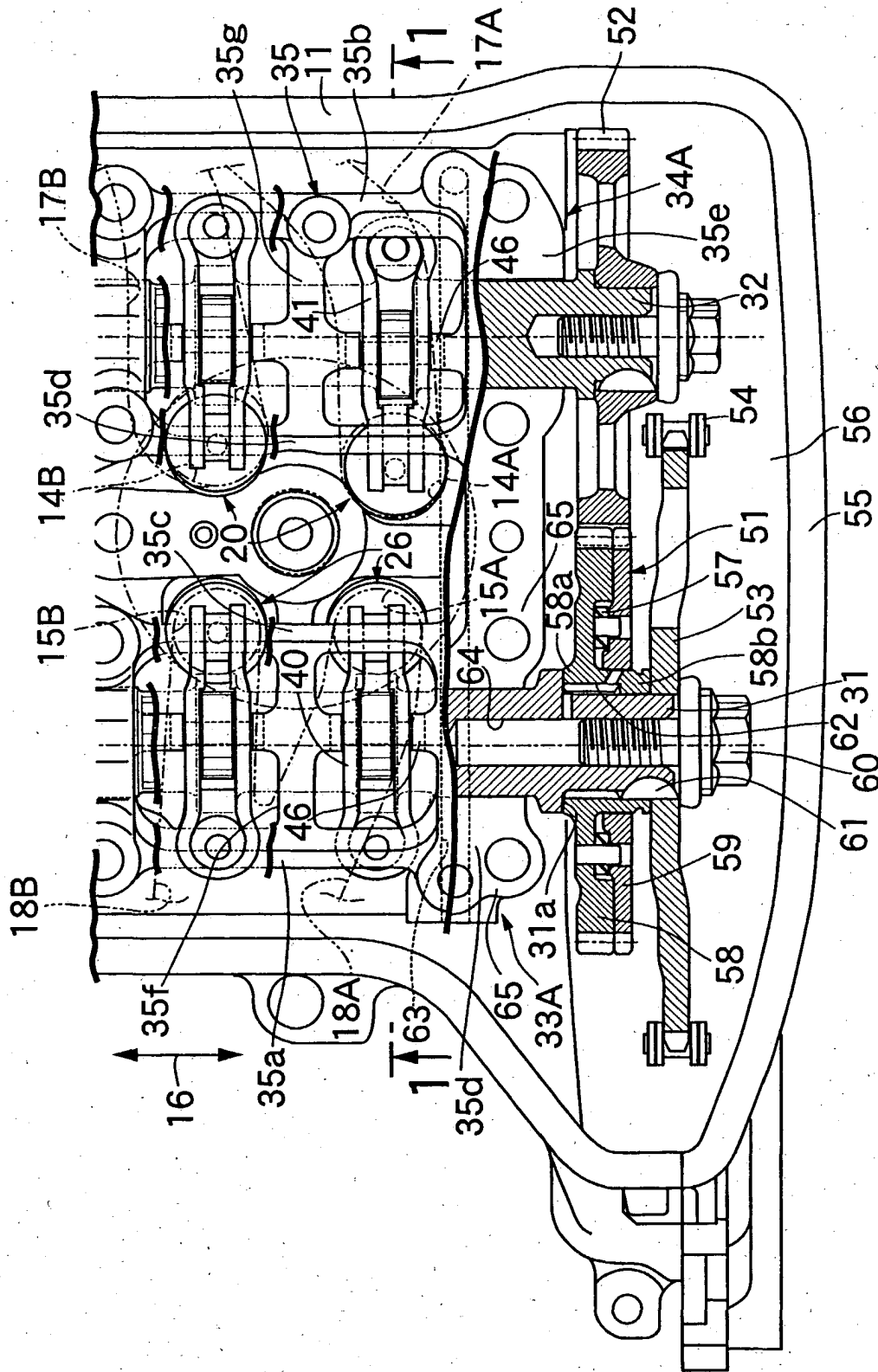
【図 1】



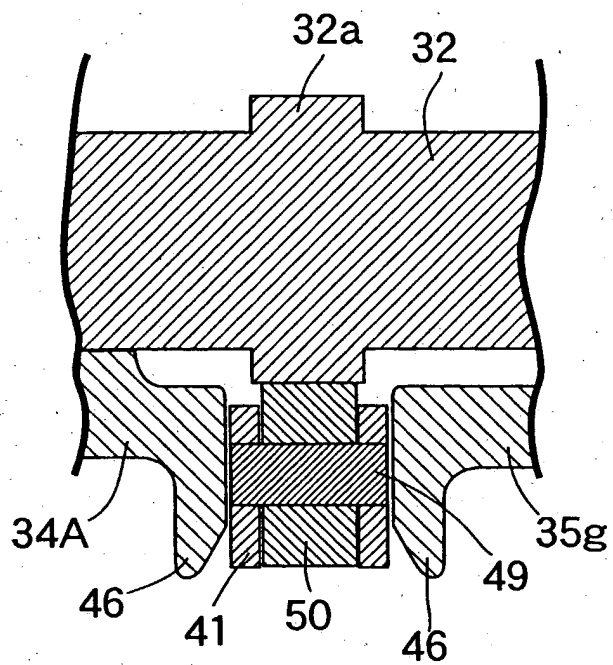
【図2】



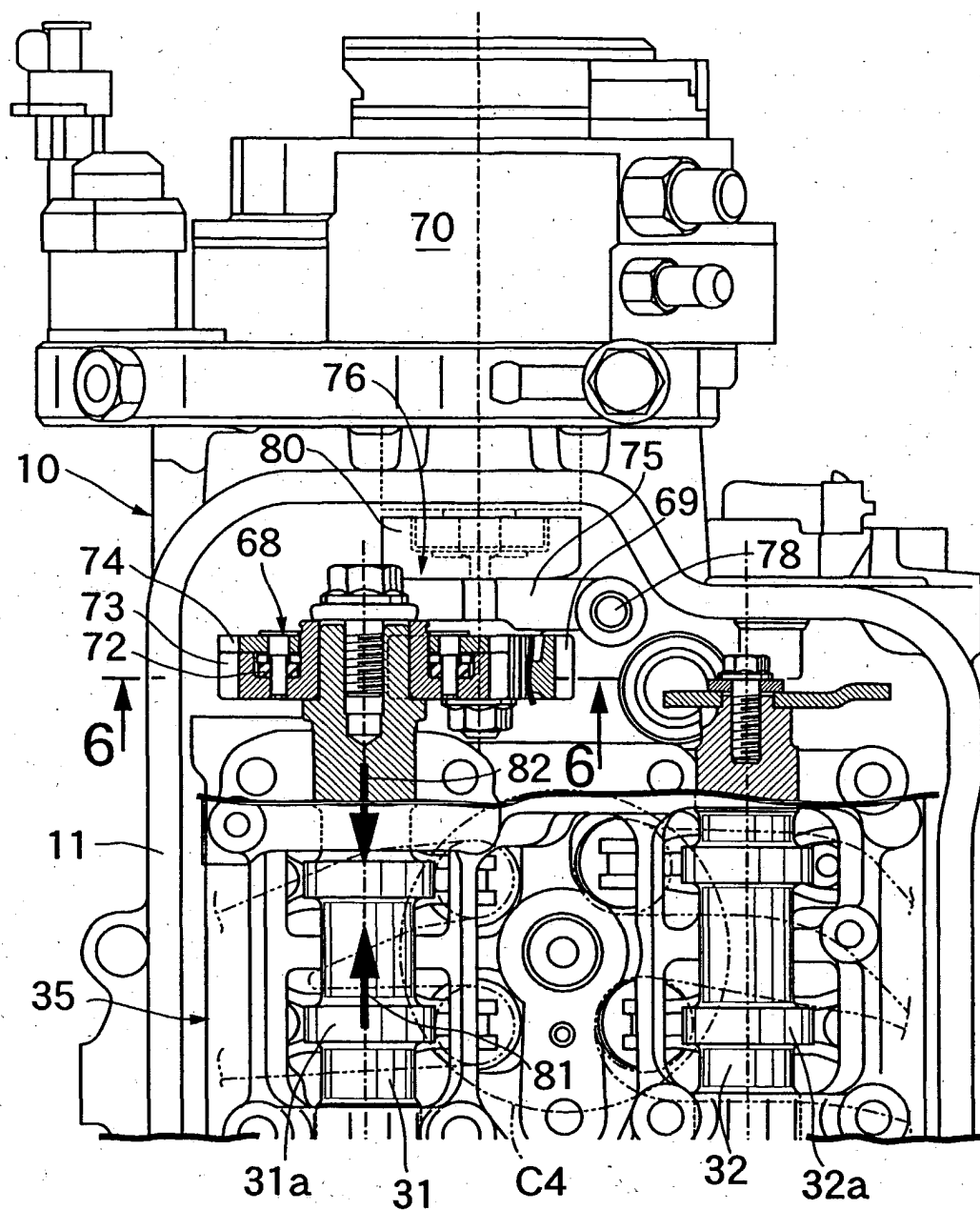
【図3】



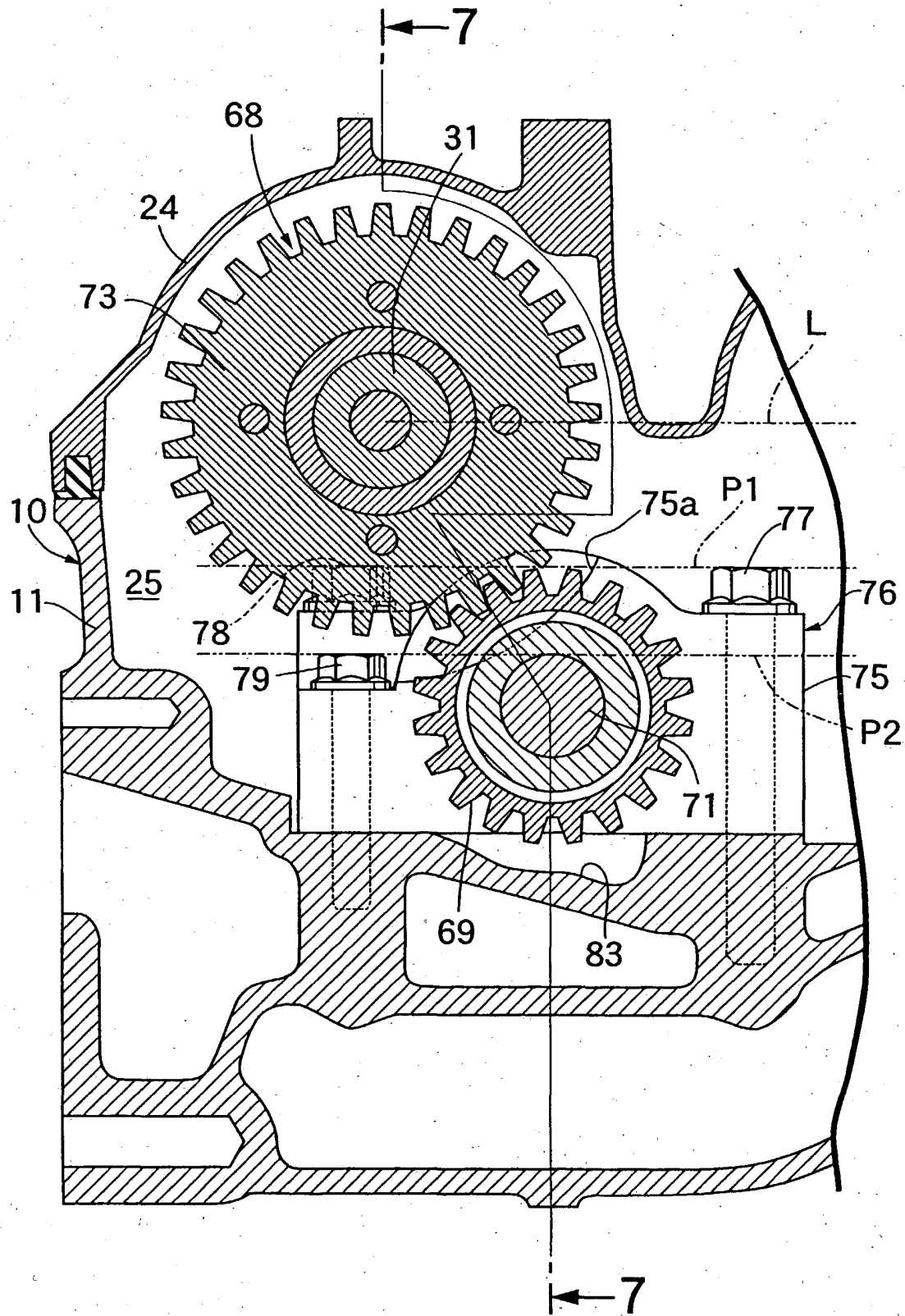
【図4】



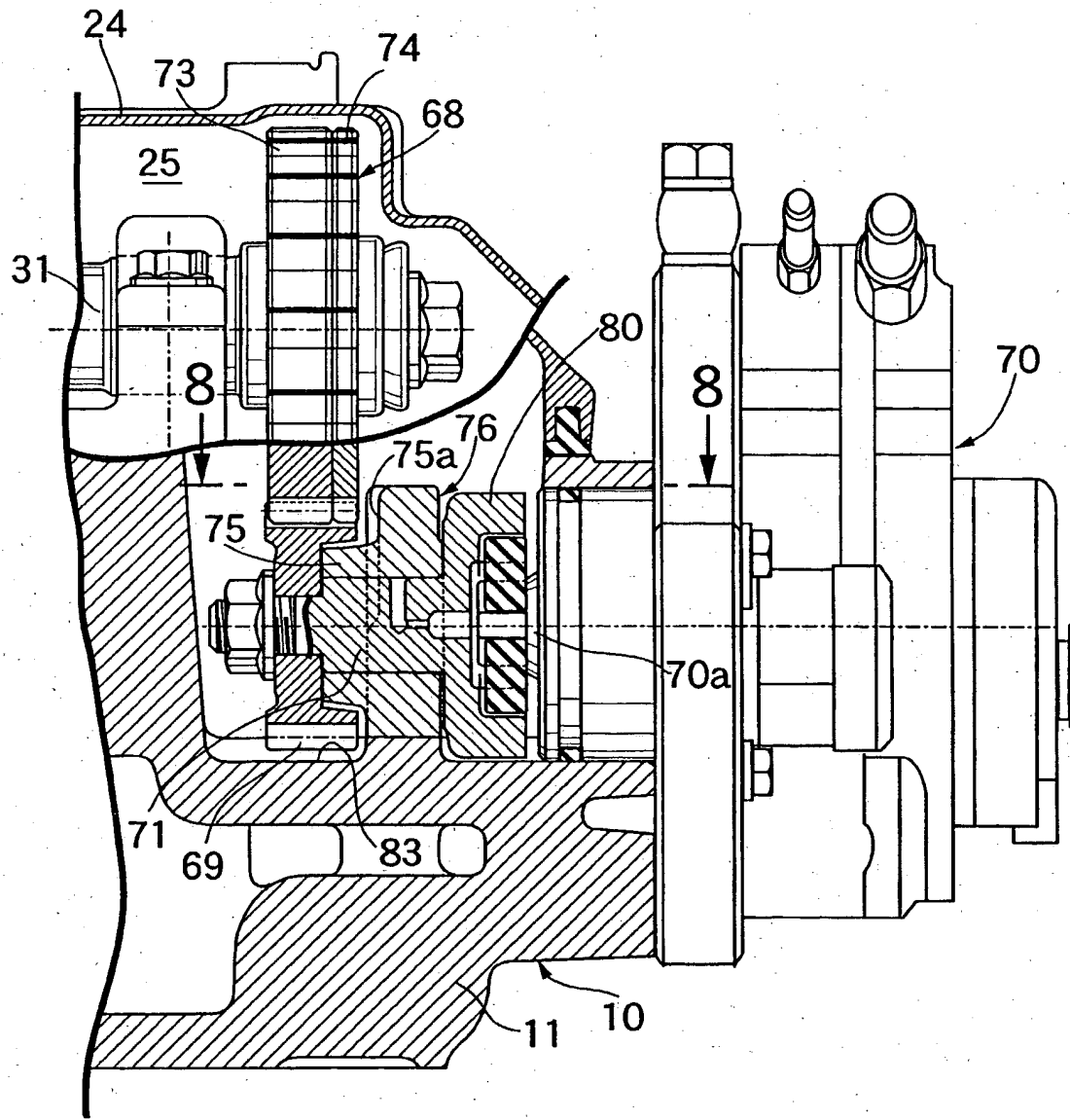
【図5】



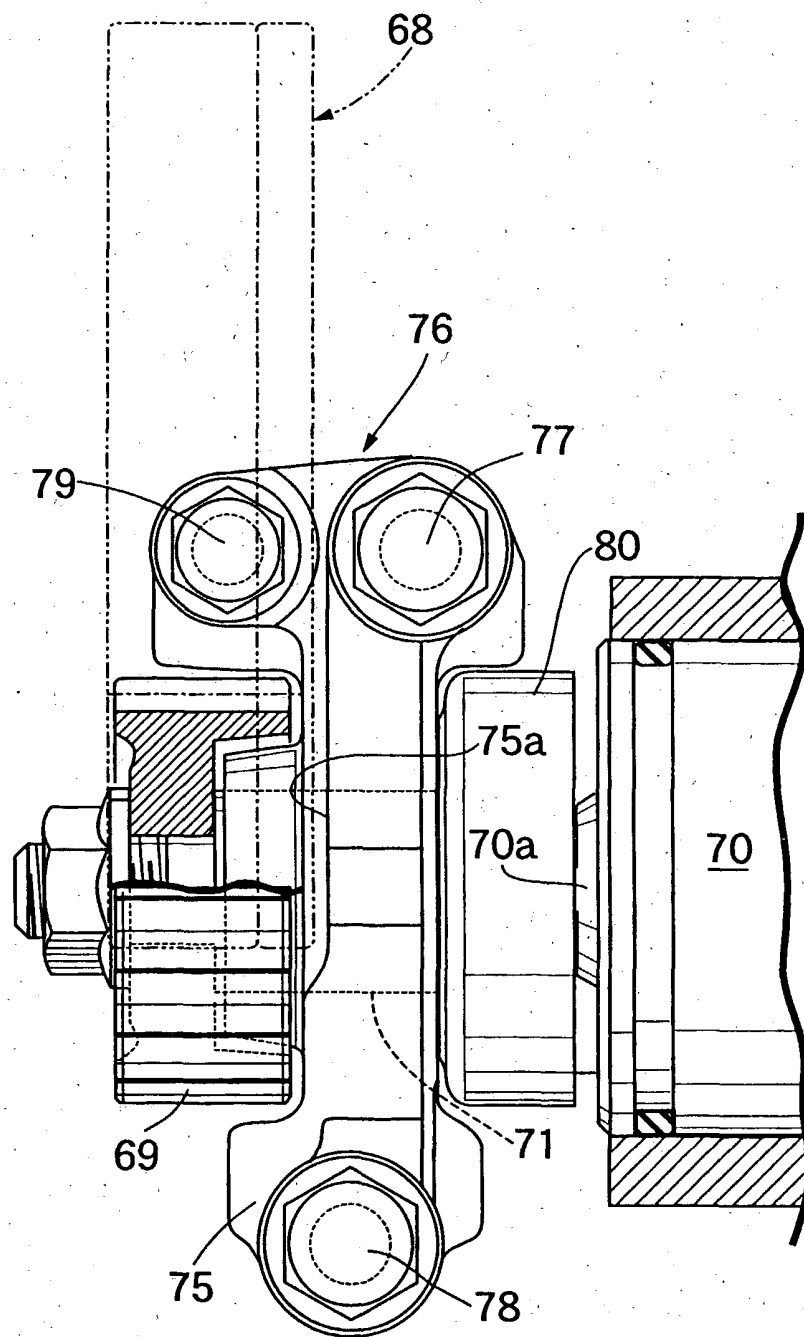
【図6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】一端に動力入力部を有する第1カムシャフトと、一端部が第1カムシャフトに連動、連結される第2カムシャフトとが、相互に平行な軸線を有してシリンダヘッドに回転自在に支承され、第1および第2カムシャフトの一方の他端部に設けられた駆動ギヤに嚙合する被動ギヤが、シリンダヘッドを含むエンジン本体に取付けられた補機に連なる補機駆動軸に設けられるエンジンにおいて、コンパクト化を可能とする。

【解決手段】第1および第2カムシャフト31, 32の軸線を結ぶ直線よりもシリンダヘッド11側で両カムシャフト31, 32間に補機駆動軸71の軸線が配置される。

【選択図】 図6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000005326]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都港区南青山二丁目1番1号

氏 名 本田技研工業株式会社